

高速ディーゼル機関の燃焼室における圧力挙動*

石田 正 弘^{*1}, 吉 村 良 孫^{*1}, 植 木 弘 信^{*1}
泉 修 平^{*2}, 吉 武 政 浩^{*3}Behavior of Cylinder Pressure in the Combustion Chamber of
a High Speed Diesel EngineMasahiro ISHIDA, Yoshihiro YOSHIMURA, Hironobu UEKI,
Shuhei IZUMI, and Masahiro YOSHITAKE

Cylinder pressure is measured simultaneously at several points in the combustion chamber of a high speed diesel engine with a toroidal piston cavity by means of small-sized piezo pressure transducers and a multichannel combustion analyzer with an accuracy of one fourth degree of crank angle. It has been clearly shown on the cylinder pressure behavior that the farther the distance of measuring point from the cavity center, the later the rapid pressure rise and the larger the pressure fluctuation amplitude. The time difference of the rapid pressure rise between two measuring points is identical to the propagation time of a pressure wave originated in the piston cavity. The peak frequencies in the cylinder pressure spectrum, which correspond to the two kinds of wavelengths of cylinder bore and two times the root mean square diameter, are due to standing waves in the combustion chamber.

Key Words: Diesel Engine, Combustion, Indicator Diagram, Pressure Wave, Standing Wave

1. ま え が き

高速ディーゼル機関における燃焼では、燃焼に伴う急激な圧力上昇後の圧力線図上に、その圧力上昇率が高い場合、高周波数の大きな振幅の圧力変動がしばしば観察されるが、この圧力変化が燃焼自身の変化によるものか、あるいは燃焼室内の気柱振動による圧力変動の重畳なのか明確にしたものは少ない。渦流室付ディーゼル機関について、大堀⁽¹⁾、岡村ら⁽²⁾はノッキング音の発生に関連して、燃焼室内のヘルムホルツ共鳴および燃焼圧力スペクトラムの解析を行っている。

本研究ではトロイダル形ピストンキャビティを有する燃焼室各部の局所的燃焼状況を調べるため、シリンダヘッドの種々の位置に装着された小形のピエゾ圧力センサとマルチチャンネル燃焼解析装置を用いて、連続した1000サイクルにわたる圧力データを多点同時計測し、燃焼室各部の圧力波形を解析した。また燃焼室内における定在波の存在を確認するため、ピストン位置を固定した状態で発振器とマイクロフォンを用い

て気柱振動のスペクトラムを計測し、燃焼圧力変動との関連を調べた。

2. 供試機関および計測方法

供試機関は漁船用高速小形インタクーラ付ターボ過給直接噴射式ディーゼル機関 [三菱重工業(株)製, 3 AAC-1 形, 110 mm × 125 mm, 115 PS/2 500 rpm, 3 気筒] である。ピストンはトロイダル形燃焼室を有し、キャビティの径は 65 mm である。燃焼室各部の圧力計測のため、図 1 に示す Pc 1 ~ 7 の各位置にピエゾ圧力センサを装着した。各センサの中心位置はキャビティ中心よりそれぞれ 28, 29, 36, 42, 62, 63, 65 mm である。Pc 1, 2, 7 は無冷却小形ピエゾセンサを第 1 のシリンダヘッドに装着しており、Pc 3 ~ 6 には水冷アダプタ付ピエゾセンサを用い、Pc 3, 5 と Pc 4, 6 はそれぞれ第 2, 第 3 のシリンダヘッドに装着している。図中キャビティ中心より外向きの 5 本の矢印はノズル噴孔の向きであり、吸気スワールを時計廻り矢印で示している。それぞれの圧力信号は 4 チャンネル燃焼解析装置(小野測器製, CB-466)を用いてクランク角度 1/4 度ごとのデータとして同時計測した。

供試燃油は自動車用ディーゼル油(軽油, 記号 ADO 60)および船用ディーゼル油(A 重油, 記号

* 昭和 63 年 11 月 23 日 中国四国支部・九州支部合同岡山地方講演会において講演, 原稿受付 昭和 63 年 5 月 12 日。

^{*1} 正員, 長崎大学工学部 (〒852 長崎市文教町 1-14)。

^{*2} 正員, 長崎総合科学大学工学部 (〒851-01 長崎市網場町 536)。

^{*3} 准員, 日本電装(株) (〒448 刈谷市昭和町 1-1)。

A 40)を用い、着火遅れを変えるため水添加率の異なる A 40 の水添加乳化油を用いた。

3. 実験結果および考察

3・1 燃焼圧力の急激上昇開始点 機関回転数 2368 rpm, 正味平均有効圧 $P_{me}=10.22$ bar での燃油 ADO 60 の燃焼試験において、キャビティの中心からほぼ等距離に位置しかつキャビティ内にある計測点 Pc1 と Pc2 の燃焼圧力波形の比較を、1000 サイクル平均と二つの単一サイクルについて図 2 に示した。なお、以下定量的相対比較を行う場合は 1000 サイクル平均を採用し、再現性のある指圧線図を得ている。図 1 で示したように Pc1 および 2 は噴霧中心線より等距離の位置にあるが、スワール方向から見ると Pc1 は噴霧の下流、Pc2 は噴霧の上流に位置する。単一サイクルの圧力波形はサイクルごとにより異なるにもかかわらず Pc1 と 2 で類似しており、1000 サイクル平均値は両者で酷似している。1000 サイクル平均筒内圧力波形においても燃焼噴射直後の圧力波形上に高周波の変動が見られるが、これはニードル弁のばたつきによるものと考えられる⁽³⁾。

図 3 は計測点位置の相違による 1000 サイクル平均の燃焼圧力波形の比較を示す。キャビティ中心からの距離が増加するほど、すなわち Pc1, 2, 3, 5, 7 の順に急激な圧力上昇開始点が遅れ、かつ圧力変動の振幅が増加している。なお、急激な圧力上昇開始点は、着火に基づく圧力上昇の顕著な部分を直線近似し、その延長線と圧縮行程圧力曲線の延長との交点のクランク角とし

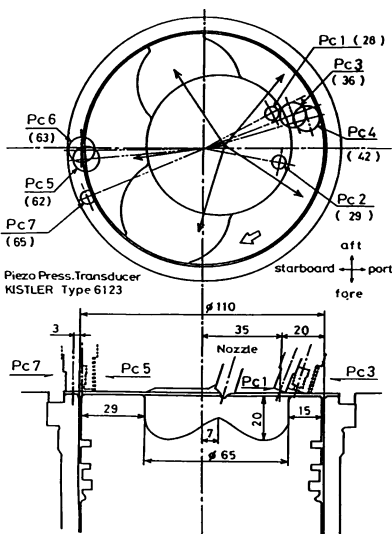


図 1 筒内圧力計測位置

て定義した。図 4 は計測点 Pc1, 3, 5 の圧力波形を定量的に比較したもので、急激な圧力上昇開始点の遅れ、および圧力変動の振幅増大が明確に現れている。図には $P_{me}=10.22$ bar および 7.18 bar について示したが、いずれの負荷でも同様の現象が観測される。異なったシリンダヘッドでかつ運転時刻も異なる計測値であるにもかかわらず、三つの燃焼圧力波形は整然とした相互関係を示している。

測定点による圧力上昇開始時期の差の原因の一つとして、ライナ壁による冷却効果のため着火遅れが局所

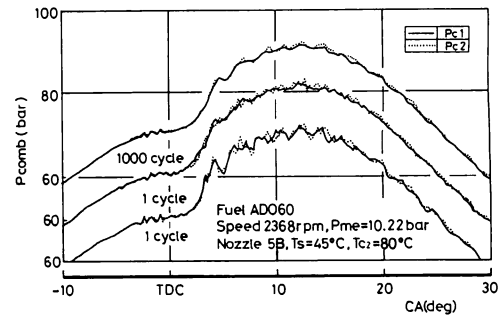


図 2 キャビティ内 2 点の燃焼圧力波形

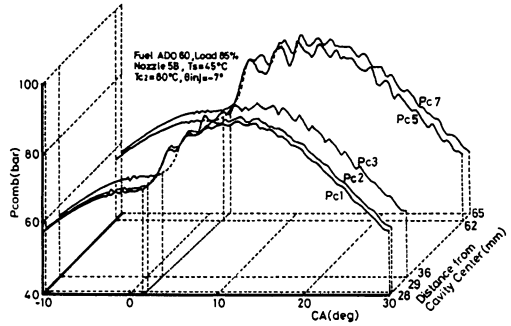


図 3 燃焼圧力波形の計測点による変化

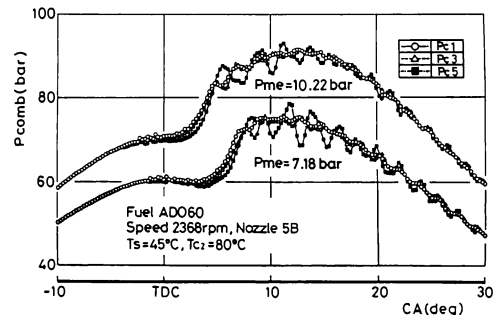


図 4 計測点による燃焼圧力波形の比較

的に異なることが考えられるが、この場合噴霧が計測点近傍に到達していることが前提となる。

図5は和栗⁽⁴⁾の式を用いて算定される燃料噴霧の仮想到達距離を示す。横軸は噴射開始からの時間をクランク角度で示し、縦軸はキャビティ中心からの距離で表した。乳化油では水添加率増加によって着火遅れが増大するため仮想到達距離が増加するが、Pc1の受熱率曲線から求めた着火時期あるいはPc7の圧力波形から求めた急激な圧力上昇開始時期において、いずれの場合も噴霧は計測点Pc7の位置に到達していないと判断される。にもかかわらずPc7の圧力が上昇を開始していることは、キャビティ内の燃焼によって生じた圧力波の伝ばによることを暗示するものである。

図3に示した燃焼圧力波形から、Pc1を基準とした各計測点での急激な圧力上昇開始点の時間遅れを求め、その間圧力波が筒内平均ガス温度に基づく音速で伝ばすると仮定して算定される伝ば距離を図6の縦軸に、一方各計測点の空間的位置を横軸に取り、機関回転数2368 rpm, $P_{me}=10.22, 7.18, 4.52$ barのそれぞれの結果をプロットした。 P_{me} を変化すると筒内平均ガス温度が変化するが、すべてのデータは45°の実線近傍に存在し、伝ば距離は計測点間距離とほぼ一致している。すなわち、計測点の位置の相違による急激な圧力上昇開始時期の差はキャビティ内で発生した圧力波の伝ばに要する時間差と一致している。

3・2 燃焼期間における燃焼圧力変動 図7は燃油A40に水を0, 10, 20%混入した乳化油の燃焼試験で得られたPc1と7の燃焼圧力波形を示す。同図下部には変動分だけを分離示した。水混入率の増加によって着火遅れが増大するため、圧力上昇率が増加し、その後に続く圧力変動の振幅が増大している。またキャビティ内の計測点Pc1よりライナ壁に近い計測点Pc7の圧力変動振幅が大きい。図8は変動振幅のR. M. S 値の最大圧力上昇率による変化を示す。データはかなり散らばっているが $(dP/d\theta)_{max}$ の値が増加するほど圧力振幅が増大する傾向にある。

図9は燃焼圧力変動が顕著に見られる期間の基本的変動の平均周期とその間の筒内平均ガス温度の関係を示したもので、図中の実線はシリンダ径を1波長とする変動周波数の理論線である。回転数一定で P_{me} を4.52, 7.18, 10.22 barと変化させるとガス温度が上昇するため、平均周波数が増加しており、その増加割合は理論線とよく一致している。理論値と実測値の差は、圧力変動が観測される期間のガス温度の変化が著しくその間の平均ガス温度を用いたためと考えられる。燃焼圧力変動が存在する期間を2分割してそれぞ

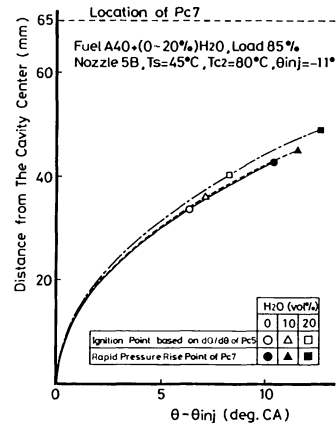


図5 燃料噴霧到達距離

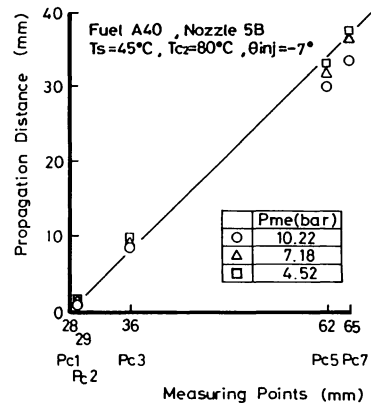


図6 計測点間距離と圧力波伝ば距離

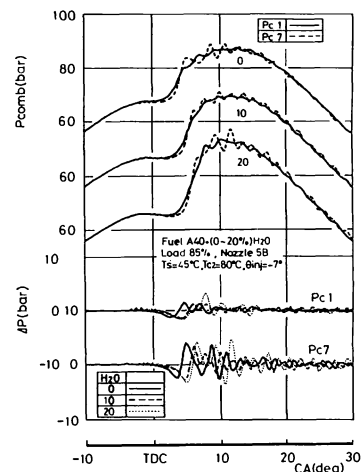


図7 水添加率による燃焼圧力波形の変化

れの平均周波数を求めると、前期よりも後期のほうが平均ガス温度が高いため高い周波数を示した。

3・3 筒内圧力スペクトラム 図10は計測点Pc1, 3, 5における1000サイクル平均筒内圧力の周波数スペクトラムを示す。なお、CPLの基準圧力は 2×10^{-5} Paである。図の上段は $P_{me}=10.22$ barの場合、中段は $P_{me}=7.18$ barの場合の計測点によるスペクトラムの比較であり、下段はキャビティ内の二つの計測点Pc1と2の比較である。キャビティ内の計測点では、筒内圧力波形が比較的滑らかな変化を示すため、そのスペクトラムは約2 kHz以上の高周波成分が著しく低いレベルになっている。この領域で卓越した周波数は10.22 barのとき4.75および7.9 kHz、7.18 barのとき4.65および7.7 kHzである。筒内平均ガス温度の音速から推定すると、7.9および7.7 kHzは1波長がシリンダ径、また4.75および4.65 kHzは半波長が約86 mmの変動周波数に相当する。計測点がキャビティ中心より離れるほど高周波数成分が増加し、燃焼圧力波形に大きな振幅の圧力変動が重畳している。すなわち、キャビティ内で発生した圧力波の運動エネルギーがライナ内面で反射されるとき圧力に変換されるため、ライナ壁近傍の計測点では圧力変動の振

幅が大きくなると考えられる。

図11は燃焼室内の定在波を調べるためのスピーカおよびレシーバの配置図で、燃料噴射ノズル取付部にスピーカを、レシーバをピストンキャビティ底、およびPc3, 4, 5の位置に装着し、ピストン位置をTDC, 28°, 40° CAと変化させた。そのときの周波数スペクトラムを図12(a), (b)に示す。(a)はピストン位置に基づくPc4のスペクトラムの変化を、(b)はピストン位置が28° CAのときのキャビティ底、Pc3, Pc5におけるスペクトラムの比較を示す。ピストン位置および計測点位置が変化すると、スペクトラムは変化するが、いずれの場合も2.0 kHz(F_1)および3.2 kHz(F_2)の周波数が著しく卓越しており、それぞれ半波長が約86 mmと1波長が約110 mmの周波数に相当する。すなわち、燃焼圧力の周波数スペクトラムに表れる高周波の卓越周波数は、燃焼室に生じる定在波と密接に関連している。半波長が約86 mmの卓越周波数 F_1 と燃焼室形状の関係を明らかにするため、シリンダ径がそれぞれ90, 70 mmの偏平円筒模型シリンダ

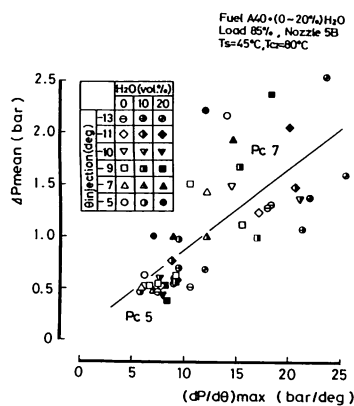


図8 最大圧力上昇率と圧力変動振幅

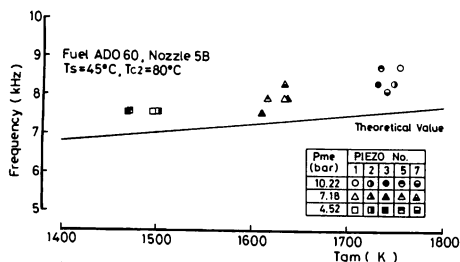


図9 圧力変動の周期と筒内平均ガス温度

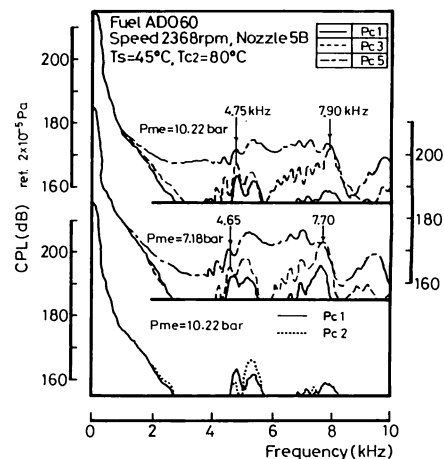


図10 筒内圧力の周波数スペクトラム

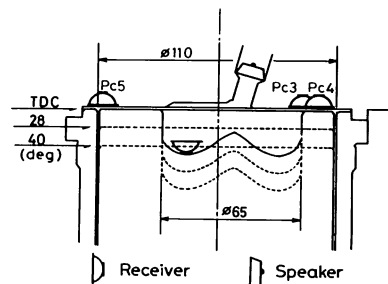


図11 燃焼室内定在波計測位置

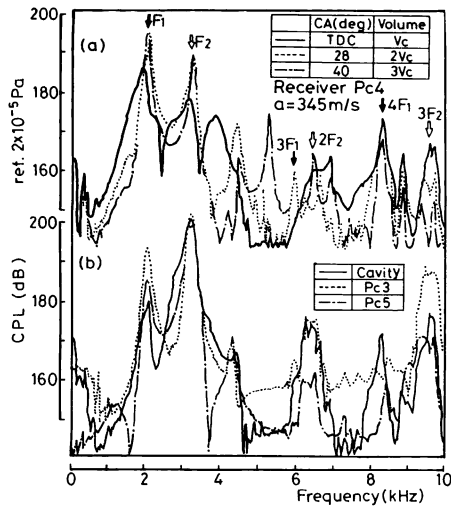


図 12 燃焼室内定在波の周波数スペクトラム

(深さ 5 mm)における定在波スペクトラムを調べ、図 13 の結果を得た。ボア 110 mm のときの卓越周波数 2.0 kHz(F_1)は、90 mm のとき 2.4 kHz(F_1')、70 mm のとき 3.3 kHz(F_1'')へ移行しており、これらの結果から推定すると、この定在波は半波長がシリンダの平均二乗直径に近い。

4. ま と め

ピストンにトロイダル形キャビティを有する高速小形ディーゼル機関のシリンダヘッド触火面に、小形のピエゾ圧力センサをキャビティ中心からの距離を変えて数個装着し、マルチチャンネル燃焼解析装置を用いてクランク角 1/4 度の精度で指圧線図を同時計測することによって燃焼室各部の圧力挙動を解析し、以下の結果を得た。

(1) 指圧線図における急激な圧力上昇開始点および圧力変動の振幅は、計測点の位置によって異なり、

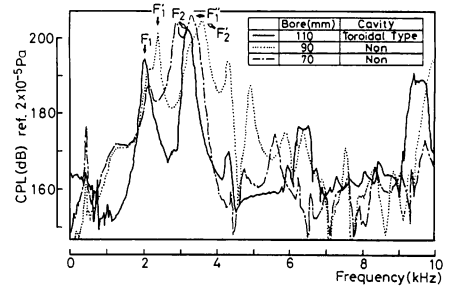


図 13 シリンダ径による定在波スペクトラムの変化

キャビティ中心より離れるほど急激圧力上昇開始点が遅れ、かつ大きな振幅の圧力変動が重畳される。

(2) 計測点間の急激圧力上昇開始時期の差は、各計測点のキャビティ中心からの距離の差を、筒内平均ガス温度によって定まる音速で圧力波が伝ばするに要する時間差にほぼ一致する。

(3) 燃焼圧力波形に重畳される圧力変動は複雑な挙動を示すが、シリンダ径および燃焼室の二乗平均直径の 2 倍をほぼ 1 波長とする周波数が卓越していることから判断すると、この圧力変動は燃焼室形状と関連した気柱振動に基づく圧力変動であって、燃焼自身の変化に基づくものではない。

終わりに本研究にご協力いただいた三菱重工業(株)、モービル石油(株)、(株)小野測器、協和発酵(株)の関係各位、ならびに本学大学院学生であった吉持敦君に謝意を表す。また校閲委員のご指摘により一部加筆訂正したことを記して謝意を表す。

文 献

- (1) 大堀, 自動車技術, 39-12 (昭 60), 1339-1347.
- (2) 岡村・古林, 機論, 56-451, B (昭 59), 761.
- (3) Henein, N. E., ほか 2 名, SAE paper, No. 690252 (昭 44).
- (4) 和栗・ほか 3 名, 機論, 25-156 (昭 34), 820.